

# К ВОПРОСУ ОБ ИМИТАЦИИ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИНЫ ПРИ СТЕНДОВЫХ ЦИКЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ

Ильин В.М. , Идельсон А.М.

ОАО “Самарское конструкторское бюро машиностроения”, г. Самара

## Условные обозначения:

$T$  - температура ;  
 $P$  - давление ;  
 $n$  - частота вращения ;  
 $\tau$  - время ;  
 $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи ;  
 $C_p$  - теплоёмкость материала лопатки ;  
 $\rho$  - плотность материала лопатки ;  
 $\lambda$  - коэффициент теплопроводности материала лопатки ;  
 $\delta$  - толщина стенки лопатки ;  
 $H$  - высота полёта ;  
 $V$  - скорость полёта ;  
 $M$  - число Маха.

## И н д е к с ы :

$v$  - воздух ;  
 $г$  - газ ;  
 $о$  - начало процесса, земные условия ;  
 $к$  - конец процесса ;  
 $н$  - высотные условия ;  
 $ср$  - среднее значение по толщине стенки ;  
 $*$  - параметр торможения.

Значительные изменения температуры газа за малые промежутки времени при переменных режимах работы авиационных ГТД приводят к появлению существенной температурной неравномерности в элементах турбины, в том числе в сопловых и рабочих лопатках. Появление этой неравномерности обусловлено различной скоростью нагрева разных участков сечения лопатки, что объясняется переменностью толщины стенки охлаждаемой лопатки в её сечении, а также значительной неравномерностью граничных условий со стороны газа и охлаждающего воздуха. Основными факторами, определяющими интенсивность процессов переносов тепла и влияющими на скорость нагрева различных участков сечения лопатки, являются время нестационарного процесса, величины коэффициентов теплоотдачи и диапазон изменения температуры газа.

При длительных стендовых испытаниях ГТД, в том числе эквивалентно-циклических испытаниях, обычно воспроизводится заторможенная температура воздуха на входе в двигатель, соответствующая эксплуатационным условиям [1], а значение заторможенной величины давления воздуха на входе в двигатель при этом практически соответствует атмосферному давлению в земных условиях. При такой методике проведения испытаний по всему газовому тракту двигателя имитируются температуры газа, соответствующие эксплуатационным условиям, но не имитируются величины давления, а следовательно не воспроизводятся числа Рейнольдса, оказывающие существенное влияние не тепловые процессы. В связи с этим, применение данной методики не позволяет имитировать при стендовых испытаниях ГТД скорости нагрева элементов турбины в нестационарных процессах, соответствующие эксплуатационным условиям. В [2] показано, что для имитации эксплуатационного теплового состояния охлаждаемых элементов турбины при стендовых испытаниях необходимо на входе в двигатель выдерживать эксплуатационное соотношение параметров:

$$n / \sqrt{T_v^*}, P_v^* / T_v^{*(m+0,5)},$$

где  $m$  - показатель степени в функциональной зависимости для кинематической вязкости газа  $\mu = f(T_r^m)$ . Однако, наиболее распространённые схемы стендов с подогревом воздуха на входе [1] не позволяют воспроизводить переменные эксплуатационные режимы, поддерживая при этом требуемое значение  $T_v^*$ . Поэтому циклическая часть длительных стендовых испытаний осуществляется, как правило, без подогрева воздуха на входе. В связи с этим, целесообразно рассмотреть возможность моделирования скоростей нагрева элементов турбины по времени в эксплуатационных условиях, не прибегая к изменению  $T_v^*$ .

В данной статье рассматривается приближённый метод определения времени переходного режима, эквивалентного эксплуатационному времени переходного режима по скорости нагрева охлаждаемой лопатки на переходном режиме, при испытании двигателя на стенде.

Рассматриваемый метод основан на расчётной модели охлаждаемой лопатки, изложенной в [3]. В соответствии с принятой в [3] расчётной модели предполагается, что в нестационарном цикле работы двигателя температуры газа и охлаждающего воздуха изменяются по линейным законам, как показано на рис.1. Такое изменение параметров двигателя характерно для программы циклических или эквивалентно-циклических стендовых испытаний.

На переменных режимах работы авиационных ГТД при реальных условиях теплообмена со стороны газа и охлаждающего воздуха, темпера-

турная неравномерность вдоль периметра сечения лопатки выше температурной неравномерности в стенке лопатки ( между поверхностями со стороны газа и охлаждающего воздуха ) и является основным фактором, вызывающим возникновение больших температурных напряжений. Как показывают исследования [4,5], максимальные температурные неравномерности и температурные напряжения при быстром изменении режима работы ГТД возникают, как правило, в момент времени  $\tau = \tau_1$  (рис.1) при выходе на максимальный режим.

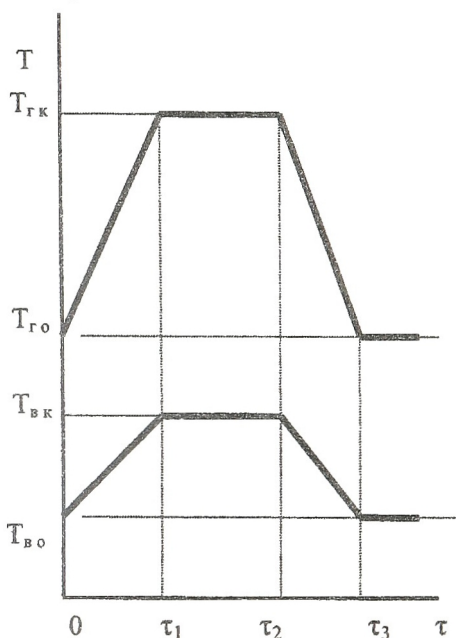


Рисунок 1- Изменение температуры газа и охлаждающего воздуха в нестационарном цикле работы двигателя

В [3] получено следующее выражение для средней по толщине стенки температуры элемента лопатки в промежутке времени  $0 \dots \tau_1$ :

$$T_{cp}(\tau) = T_{cro} + \Delta T_1 \frac{\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \frac{\Delta T_e}{\Delta T_z}\right)}{\left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)} \left\{ \frac{\tau}{\tau_1} - \frac{1 - e^{-(m_1+m_2)\tau}}{(m_1+m_2)\tau_1} \right\}, \quad (1)$$

где  $\Delta T_z = T_{zk} - T_{zo}$ ;  $\Delta T_e = T_{ek} - T_{eo}$ ;  $m_1 = \alpha_g \psi_g / (C_p \rho \delta)$ ;  $m_2 = \alpha_a \psi_a / (C_p \rho \delta)$  - темпы нагрева лопатки со стороны газа и охлаждающего воздуха;



$\psi_z = \alpha_z / (1 + 0,5 \alpha_z \delta / \lambda)$ ;  $\psi_s = \alpha_s / (1 + 0,5 \alpha_s \delta / \lambda)$  - коэффициенты неравномерности температурного поля в стенке лопатки со стороны газа и охлаждающего воздуха.

Из (1) получается следующее выражение для скорости изменения средней температуры элемента лопатки:

$$\frac{dT_{cp}(\tau)}{d\tau} = \Delta T_z \frac{\left(1 + \frac{m_2}{m_1} \frac{\Delta T_s}{\Delta T_z}\right)}{\left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)} \left\{ \frac{\tau}{\tau_1} - \frac{1 - e^{-(m_1+m_2)\tau}}{(m_1+m_2)\tau_1} \right\} \quad (2)$$

Из (2) следует, что скорость изменения во времени средней температуры элемента лопатки при заданных величинах изменения температуры газа и охлаждающего воздуха ( $\Delta T_r$  и  $\Delta T_s$ ), а также времени переходного режима  $\tau_1$  зависит только от величин  $m_1$  и  $m_2$ , являющихся функцией чисел Рейнольдса по газу и охлаждающему воздуху, которые в свою очередь, зависят от высоты (H) и скорости (V) полёта. На рис.2 приведены для рабочей лопатки турбины одного из авиационных ГТД результаты расчёта изменения во времени средней температуры элемента лопатки при одном и том же изменении температур газа и охлаждающего воздуха за время  $\tau_1 = 10$  с при работе ГТД на наземном стенде (H=0 км, V=0) и в условиях скоростного полёта, соответствующему числу M=2,2, на высоте H=18 км.

Из представленных на рис.2 результатов следует, что при испытании ГТД на стенде по циклу, изображенному на рис.1, температура элемента лопатки на момент времени  $\tau_1$  на 60 К больше, чем при работе ГТД по такому же циклу в условиях эксплуатации на высоте H=18 км и при скорости полета, соответствующей M=2.2, несмотря на то, что на максимальном стационарном режиме работы ГТД в этих условиях температура выше на 23 К. Полученная разница в температуре лопатки в момент времени  $\tau_1$  объясняется различной скоростью нагрева лопатки в стендовых условиях и условиях эксплуатации.

Как следует из уравнения (2), компенсировать в стендовых условиях эксплуатационную разницу в темпе нагрева можно двумя способами: изменяя  $\Delta T_r$ , или изменяя время переходного процесса  $\tau_1$  относительно эксплуатационного значения. Первый путь может быть осуществлен изменением диапазона перемещения рычага управления двигателем. Однако, при этом не имитируется изменение диапазона напряжений от центробежных сил и влияние величины  $\Delta T_r$  на размах термических напряжений по сравнению с реальными условиями эксплуатации. Рассмотрим второй



путь. Определим как должно быть изменено время переходного режима  $\tau_1$  испытания ГТД на стенде, чтобы скорость изменения температуры лопатки во времени соответствовала эксплуатационным условиям, т.е. чтобы температурные неравномерности и температурные напряжения в лопатке при эквивалентно-циклическом испытании на стенде соответствовали эксплуатационным значениям. Определим потребное время переходного режима  $\tau_1$ , при испытании на стенде, эквивалентное по скорости нагрева лопатки времени переходного режима в эксплуатации  $\tau_{1н}$ , из условия равенства интегральных скоростей нагрева в процессе переходного режима за время  $0 \dots \tau_{1н}$ , т.е. из условия:

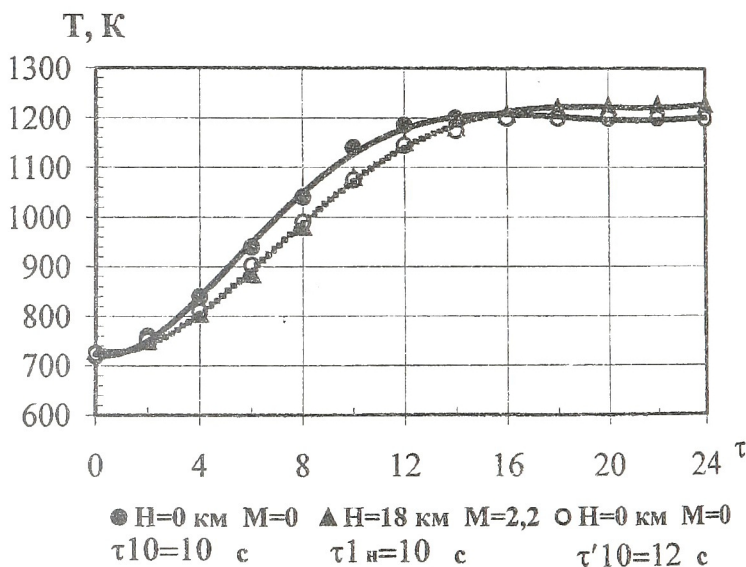


Рис.2 Изменение средней температуры элемента лопатки на переходном режиме

$$\int_0^{\tau_{1н}} \left( \frac{dT_{cp}(\tau)}{d\tau} \right)_{H=0, V=0} = \int_0^{\tau_{1н}} \left( \frac{dT_{cp}(\tau)}{d\tau} \right)_{H \neq 0, V \neq 0} \quad (3)$$

Решив (3), получим следующее выражение для времени переходного режима  $\tau_1$ , при эквивалентно-циклическом испытании ГТД на стенде:

$$\tau_{1o} = \frac{\Delta T_z \frac{\left(1 + \frac{m_{2o} \Delta T_s}{m_{1o} \Delta T_z}\right)}{(1 + m_{2o} / m_{1o})} \left\{ \tau_{1H} - \frac{1 - e^{-(m_{1o} + m_{2o}) \tau_{1H}}}{(m_{1o} + m_{2o})} \right\}}{\Delta T_{zH} \frac{\left(1 + \frac{m_{2H} \Delta T_{sH}}{m_{1H} \Delta T_{zH}}\right)}{(1 + m_{2H} / m_{1H})} \left\{ 1 - \frac{1 - e^{-(m_{1H} + m_{2H}) \tau_{1H}}}{(m_{1H} + m_{2H}) \tau_{1H}} \right\}} \quad (4)$$

Расчет по выражению (4) для конкретного элемента охлаждаемой рабочей лопатки показывает, что если в эксплуатации в условиях  $H=18$  км и  $M=2,2$  время переходного режима составляет  $\tau_{1H}=10$  с, то при испытании на стенде в условиях  $H=0$ ,  $V=0$  время переходного процесса при таком же темпе нагрева лопатки, как и в эксплуатации, должно соответствовать  $\tau'_{1o}=12$  с при одинаковом изменении температур газа  $\Delta T_r$  и охлаждающего воздуха  $\Delta T_b$ .

На рис.2 приведены результаты расчёта по формуле (1) изменения во времени средней температуры элемента лопатки на переходном режиме в условиях стенда при увеличении времени переходного режима с  $\tau_{1o}=10$  с до  $\tau'_{1o}=12$  с. Как следует из представленных результатов, при таком увеличении времени переходного режима при испытании на стенде характер изменения во времени температуры лопатки практически совпадает с характером изменения во времени температуры лопатки в эксплуатационных условиях, то есть скорости нагрева лопатки при испытании на стенде и в эксплуатации совпадают. При этом будут совпадать температурные неравномерности и температурные напряжения в лопатке, которые в значительной степени влияют на малоцикловую прочность лопаток. Таким образом, проводя анализ для нескольких наиболее напряжённых точек в сечении лопатки, можно определить оптимальное время переходного режима для моделирования условий эксплуатации при испытании на стенде.

Из вышеизложенного следует, что при составлении программ длительных стендовых циклических и эквивалентно-циклических испытаний, необходимо осуществлять коррекцию времени переходного процесса с учётом реальных условий эксплуатации с целью обеспечения более точного воспроизведения теплового и термонапряженного состояния, а следовательно и малоцикловой усталости элементов горячей части двигателя, в частности лопаток турбин.

1. Павлов Ю.И., Штейн Ю.Я., Абрамов Б.И. Проектирование испытательных стендов для авиационных двигателей., М., Машиностроение, 1979, 152 с.
2. Идельсон А.М., Ильин В.М. Обобщённое уравнение теплового состояния охлаждаемой лопатки.// Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов. Казань, КАИ, 1993.
3. Ильин В.М. Расчётный метод определения теплового состояния охлаждаемых лопаток газовых турбин при внезапном изменении температур газа и охлаждающего воздуха.// Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов., Казань, КАИ, 1987. С 37-41.
4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф. и др. Термопрочность деталей машин., М., Машиностроение, 1975. 455 с.
5. Третьяченко Г.Н., Кравчук Л.В. и др. Несущая способность лопаток газовых турбин при нестационарном тепловом и силовом воздействии, Киев, "Наукова думка", 1975. 295 с.

## ЭНЕРГОБЛОК НА БАЗЕ КОНВЕРСИОННОГО ГТД ДЛЯ ПОКРЫТИЯ ПИКОВОЙ НАГРУЗКИ

Асеев С.Н., Каганов А.М, Курунов Ю.С.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Актуальной проблемой современной энергосистемы является недостаточная маневренность энергогенерирующего оборудования на переходных режимах. В настоящее время на теплоэлектростанциях (ТЭС) размещаются газотурбинные установки (ГТУ), как в качестве отдельных агрегатов, так и в составе паротурбинных установок (ПТУ). Но маневренные преимущества ГТУ (высокие показатели скорости пусков – остановов и набора – сброса нагрузки), по сравнению с ПТУ оборачиваются меньшим ресурсом, особенно при использовании их для покрытия пиковой или полупиковой нагрузок.

С другой стороны ограниченность ресурсов основного источника энергии на ТЭС – органического топлива, и ужесточающиеся экологические требования приводят к необходимости более высокоэффективного использования энергии топлива в цикле станции. Комбинирование традиционного паротурбинного оборудования и газотурбинных надстроек по-